


Manual shift transmission for motor vehicles

Patent Number: DE3735855
Publication date: 1989-05-11
Inventor(s): PRIWITZER GUENTHER DIPL ING (DE); MUELLER ERICH (DE)
Applicant(s): GETRAG GETRIEBE ZAHNRAD (DE)
Requested Patent: ☐ DE3735855
Application Number: DE19873735855 19871023
Priority Number(s): DE19873735855 19871023
IPC Classification: B60K17/08; F16D7/02; F16F15/12; F16H3/02; F16H57/00
EC Classification: B60K17/00, F16H3/089
Equivalents:

Abstract

A manual shift transmission has applications in motor vehicles, especially motor cycles. The manual shift transmission (10) has a first shaft (14) and a second shaft (13), which are each respectively provided with a number of gear wheels (21 to 25, 26 to 30) corresponding to the number of gears to be shifted by the manual shift transmission (10). The gear wheels (21 to 25, 26 to 30) of both shafts (13, 14) mesh with one another in pairs. The pairs (21/26, 22/27, 23/28, 24/29, 25/30) can be selectively connected to produce a torque-transmission connection between the shafts (13, 14). The manual shift transmission (10) also has a third shaft (12), between the input and output of which a torsional vibration absorber (37) is inserted. In order to reduce the overall size of the manual shift transmission (10), to damp all shiftable gears and to increase the efficiency, the third shaft (12) is a drive shaft of the manual shift transmission (10), the input of which is connected by way of a separating clutch (16) to an engine (15). The output of the drive shaft drives the second shaft (13). The second shaft (13) is an intermediate shaft and the first shaft (14) an output shaft of the manual shift transmission (10), which is operatively connected to at least one wheel (18) of the motor cycle (Fig. 1). 

Data supplied from the esp@cenet database - I2



DEUTSCHES
PATENTAMT

②① Aktenzeichen: P 37 35 855.3
②② Anmeldetag: 23. 10. 87
②③ Offenlegungstag: 11. 5. 89

⑤① Int. Cl. 4:
B 60 K 17/08
F 16 H 57/00
F 16 H 3/02
F 16 D 7/02
F 16 F 15/12

DE 37 35 855 A 1

⑦① Anmelder:

Getrag Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann
Hagenmeyer GmbH & Cie, 7140 Ludwigsburg, DE

⑦④ Vertreter:

Witte, A., Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Weller, W., Dipl.-Chem.
Dr.rer.nat., Pat.-Anwälte, 7000 Stuttgart

⑦② Erfinder:

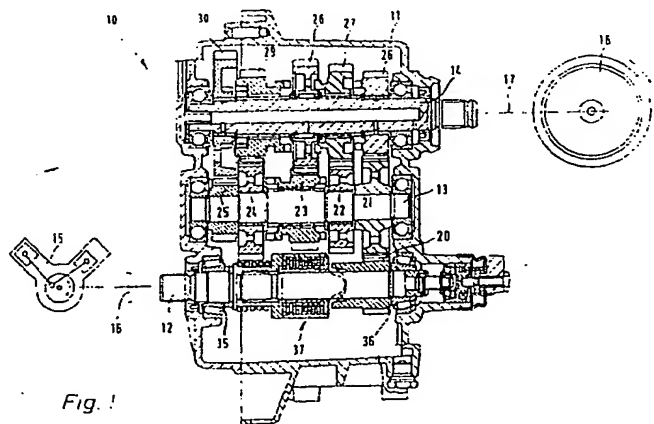
Müller, Erich, 7014 Kornwestheim, DE; Priwitzer,
Günther, Dipl.-Ing., 7110 Öhringen, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Schaltgetriebe für Kraftfahrzeuge

Ein Schaltgetriebe findet Verwendung in Kraftfahrzeugen, insbesondere Motorrädern. Das Schaltgetriebe (10) weist eine erste Welle (14) und eine zweite Welle (13) auf, die jeweils mit einer der Anzahl der vom Schaltgetriebe (10) zu schaltenden Gänge entsprechenden Anzahl von Zahnrädern (21 bis 25, 26 bis 30) versehen sind. Die Zahnräder (21 bis 25, 26 bis 30) beider Wellen (13, 14) kämmen paarweise miteinander. Die Paare {21/26, 22/27, 23/28, 24/29, 25/30} sind selektiv zur Erzeugung einer drehmomentübertragenen Verbindung zwischen den Wellen (13, 14) schaltbar. Das Schaltgetriebe (10) weist ferner eine dritte Welle (12) auf, zwischen deren Eingang und Ausgang ein Torsionsschwingungs-Absorber (37) eingeschaltet ist.

Um die Baugröße des Schaltgetriebes (10) zu vermindern, alle schaltbaren Gänge zu bedämpfen und den Wirkungsgrad zu erhöhen, ist die dritte Welle (12) eine Antriebswelle des Schaltgetriebes (10), deren Eingang über eine Trennkupplung (16) mit einem Antriebsmotor (15) verbunden ist. Der Ausgang der Antriebswelle treibt die zweite Welle (13) an. Die zweite Welle (13) ist eine Zwischenwelle und die erste Welle (14) eine Ausgangswelle des Schaltgetriebes (10), die mit mindestens einem Rad (18) des Motorrades in Wirkverbindung steht (Fig. 1).



DE 37 35 855 A 1

Die Erfindung betrifft ein Schaltgetriebe für Kraftfahrzeuge, mit einer ersten Welle und einer zweiten Welle, die jeweils mit einer der Anzahl der vom Schaltgetriebe zu schaltenden Gänge entsprechenden Anzahl von Zahnrädern versehen sind, wobei die Zahnräder beider Wellen paarweise miteinander kämmen und die Paare selektiv zur Erzeugung einer drehmomentübertragenen Verbindung zwischen den Wellen schaltbar sind, und mit einer dritten Welle, zwischen deren Eingang und Ausgang ein Torsionsschwingungs-Absorber eingeschaltet ist.

Ein derartiges Schaltgetriebe ist aus der DE-OS 31 48 338 bekannt.

Das bekannte Schaltgetriebe, das zum Einsatz in Personenkraftwagen mit mindestens zwei angetriebenen Rädern vorgesehen ist, weist eine Eingangswelle mit fünf Zahnrädern für fünf Vorwärtsgänge und einem Zahnrad für einen Rückwärtsgang auf. Parallel zur Eingangswelle ist eine Ausgangswelle im Getriebe angeordnet, die mit einer entsprechenden Anzahl von Zahnrädern für die genannten Gänge versehen ist. Eine dritte Welle ist so angeordnet, daß die Ausgangswelle zwischen der Eingangswelle und der dritten Welle liegt. Die dritte Welle weist an beiden Enden jeweils ein Zahnrad auf, von denen das eine drehstarr und das andere drehbar mit der dritten Welle verbunden ist. Zwischen diesen beiden Zahnrädern ist der Torsionsschwingungs-Absorber angeordnet, der eine drehmomentabhängig betätigte Kupplung aufweist. Hierzu ist der Torsionsschwingungs-Absorber mit zwei Kupplungsgliedern versehen, die miteinander über Steuerkurven in Eingriff stehen und zwar derart, daß bei Übertragung eines Drehmoments die beiden Kupplungsglieder sich gegeneinander axial verschieben und damit die axial wirksame Reibungskupplung betätigen.

Bei dem bekannten Schaltgetriebe ist der Torsionsschwingungs-Absorber mit seinen beiden Zahnrädern zwischen einem zusätzlich auf der Ausgangswelle angeordneten Zahnrad und dem für den höchsten Gang vorgesehenen Zahnrad wirksam.

Das bekannte Schaltgetriebe hat damit einige Nachteile. Zum einen ist der Torsionsschwingungs-Absorber bauartbedingt nur zur Absorption von Torsionsschwingungen fähig, die bei eingeschaltetem ersten bis dritten Gang auftreten, während der vierte und der fünfte Gang ungedämpft eingeschaltet sind. Zum anderen erfordert das bekannte Schaltgetriebe für den Einbau des Torsionsschwingungs-Absorbers zusätzliche Zahnräder, die den Wirkungsgrad des Getriebes in den niedrigeren Gängen herabsetzen. Weiterhin hat das bekannte Schaltgetriebe den Nachteil, daß die vom Motor über die Trennkupplung in das Getriebe gelangenden Schaltstöße sämtliche Zahnradpaare aller Gänge belasten und schließlich ist das bekannte Schaltgetriebe aus den vorstehend genannten Gründen von erheblichen Abmessungen.

Der Erfindung liegt demgegenüber die Aufgabe zugrunde, ein Schaltgetriebe der eingangs genannten Art dahingehend weiterzubilden, daß bei möglichst kleinen Außenabmessungen ein erhöhter Wirkungsgrad, eine Einsparung an Zahnrädern und eine Schonung aller im Getriebe wirksamen Zahnräder erreicht wird.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß die dritte Welle eine Antriebswelle des Schaltgetriebes ist, deren Eingang über eine Trennkupplung mit einem Antriebsmotor verbunden ist und deren Ausgang

die zweite Welle antreibt, daß die zweite Welle eine Zwischenwelle und daß die erste Welle eine Ausgangswelle des Schaltgetriebes ist, die mit mindestens einem Rad des vorzugsweise als Motorrad ausgebildeten Kraftfahrzeugs in Wirkverbindung steht.

Die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe wird auf diese Weise vollkommen gelöst. Beim erfindungsgemäßen Schaltgetriebe ist nämlich der Torsionsschwingungs-Absorber unmittelbar im Eingang des Getriebes angeordnet, so daß sämtliche vom Antriebsmotor über die Trennkupplung in das Getriebe gelangenden Schaltstöße vom Absorber abgefangen werden und daher die erst hinter dem Absorber angeordneten Zahnradpaare nicht belasten können. Weiterhin hat das erfindungsgemäße Schaltgetriebe den Vorteil, daß durch die gewählte Anordnung mehrere Zahnräder gegenüber dem bekannten Schaltgetriebe eingespart werden, was zum einen die Produktionskosten vermindert und zum anderen auch die Baugröße herabsetzt. Die Einsparung zusätzlicher Zahnräder hat darüberhinaus den Vorteil, daß der Wirkungsgrad des Getriebes deutlich verbessert wird.

Bei einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung weist der Torsionsschwingungs-Absorber zwei axial hintereinander angeordnete und um eine gemeinsame Achse drehbar gelagerte Kupplungsglieder auf, die miteinander über Steuerkurven in Eingriff stehen, die, ausgehend von einer Ruhelage, bei Übertragung eines Drehmoments ein axiales Verschieben der beiden Kupplungsglieder gegeneinander bewirken, wobei das erste Kupplungsglied auf der Antriebswelle drehbar aber axial unverschieblich angeordnet und das zweite Kupplungsglied auf der Antriebswelle gegen die Kraft einer Feder axial verschieblich gelagert ist und das zweite Kupplungsglied zwei Teile aufweist, von denen das eine auf der Antriebswelle drehbar und das andere auf der Antriebswelle drehstarr angeordnet ist und axial betätigbare Kupplungsscheiben zwischen den Teilen wirksam sind.

Diese Maßnahme ist an sich ebenfalls aus der DE-OS 31 48 338 bekannt. Das von dem bekannten Schaltgetriebe maximal übertragbare Drehmoment ist durch das Drehmoment bestimmt, das von der Reibungskupplung übertragen werden kann, und dieses Drehmoment hängt wiederum von der Kraft der die Reibungskupplung belastenden Feder ab, welche wiederum vom Kompressionszustand der Feder abhängig ist. Damit ist das übertragbare Drehmoment unabhängig von der Art des Eingriffs zwischen den Kupplungsgliedern ausschließlich durch die auf die Reibungskupplung wirkende Federkraft bestimmt.

Solange das zu übertragende Drehmoment nicht größer ist als das aufgrund der Anpreßkraft der Feder von der Reibungskupplung übertragbare Drehmoment, stellt diese Reibungskupplung eine starre Verbindung zwischen ihrer Antriebs- und Abtriebsseite her. Dabei kann es infolge der Federung des Schwingungsdämpfers zu Drehschwingungen zwischen den beiden Teilen des Schwingungsdämpfers kommen, die mit einer relativen Axialverschiebung der beiden Kupplungsglieder verknüpft ist. Zur Dämpfung dieser Schwingungen ist bei dem bekannten Schwingungsdämpfer das axial bewegliche Kupplungsglied nach Art eines Zylinders ausgebildet, in den ein an der Welle angebrachter Flansch als Kolben eingreift, so daß eine sich bei einer Axialverschiebung des Kupplungsgliedes in seiner Größe verändernde Kammer entsteht. Diese Kammer ist mit einer Dämpfungsflüssigkeit gefüllt, die über enge Kanäle mit

einem Reservoir in Verbindung steht. Die Schwingungen, die durch die gegen die Federkraft erfolgende Verschiebung der beiden Kupplungsglieder gegeneinander auftreten können, werden demnach bei dem bekannten Schwingungsdämpfer im wesentlichen durch eine Flüssigkeitsdämpfung vermindert, die der Axialbewegung des federbelasteten Kupplungsgliedes entgegenwirkt. Die Reibungskupplung, die zur Übertragung des Drehmoments von dem axial verschieblichen Kupplungsglied auf die zugeordnete Welle dient, tritt dabei nicht in Aktion. Sie ist nur dazu bestimmt, übermäßige Kraftspitzen aufzunehmen.

Der bekannte Schwingungsdämpfer unterscheidet sich daher nur wenig von einer weiteren bekannten Ausführungsform, die lediglich zwei gegen die Kraft einer Feder gegeneinander verschiebbare Kupplungsglieder aufweist und in der DE-Z ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 86 (1984), Heft 4, Seiten 145 bis 150 für ein Motorradgetriebe beschrieben ist. Gerade bei solchen klauengeschalteten Getrieben, die in Motorrädern Anwendung finden, ist es besonders wichtig, Laufunregelmäßigkeiten, die auf den ungleichmäßigen Lauf der in Motorrädern eingesetzten Motoren sowie auch auf die beim Schalten infolge der fehlenden Synchronisation auftretenden Schläge zurückzuführen sind, einwandfrei zu dämpfen. Diese Aufgabe können die bekannten Schwingungsdämpfer nicht erfüllen. Der Grund dafür besteht darin, daß durch die Federschwingungen stoßartige Belastungen nicht abgebaut, sondern lediglich gespeichert und dann wieder abgegeben werden. Dabei findet zwar ein gewisser zeitlicher Ausgleich statt, jedoch existiert auch ein Feder-Massen-System, das bei bestimmten Betriebsbedingungen sogar schwingungsverstärkend wirken kann, selbst wenn eine gewisse Flüssigkeitsdämpfung und ein Abbau extremer Kraftspitzen durch die Rutschkupplung erreicht wird.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung wird daher die Verschieblichkeit des federbelastenden Kupplungsgliedes auf einen Weg begrenzt, der kleiner ist als der Betrag durch die Gestalt und Größe der Steuerkurven ermöglichten Relativverschiebung zwischen den beiden Kupplungsgliedern.

Diese Maßnahme hat den Vorteil, daß Schwingungen und stoßartige Belastungen nicht in einer Feder gespeichert, sondern gedämpft und möglichst weitgehend abgebaut werden.

Bei dem vorstehend genannten Ausführungsbeispiel der Erfindung, wie es insbesondere für Motorräder geeignet ist, gibt es zwar einen ersten Betriebszustand, bei dem der durch die Reibungskupplung bewirkte Kraftschluß von der Anpreßkraft der Feder bestimmt wird, so daß dieser Betriebszustand mit demjenigen der zuvor genannten bekannten Schwingungsdämpfer übereinstimmt, jedoch existiert dieser Betriebszustand lediglich bei relativ kleinen Drehmomenten, bei denen ohnehin keine kritischen Zustände auftreten. Wenn jedoch ein vorgegebener Wert des Drehmomentes überschritten wird, gelangt der Schwingungsdämpfer in einen zweiten Betriebszustand, bei dem das federbelastete Kupplungsglied das Ende seines Verschiebeweges erreicht hat. Es ist dann die Anpreßkraft der Reibungskupplung nicht mehr durch die Federkraft bestimmt, sondern stets dem übertragenen Drehmoment proportional, so daß auch das von der Reibungskupplung übertragbare Drehmoment dem Eingangs-Drehmoment proportional ist. Die Trägheit des Systems bewirkt dann, daß Belastungsspitzen auf das beim jeweiligen Betriebszustand übertragbare Drehmoment durch Verdrehen der Teile der Rei-

bungskupplung gegeneinander abgebaut werden. Damit ist in diesem Betriebszustand die Wirkung der Feder völlig ausgeschaltet, so daß es zu keinen Schwingungen mehr kommen kann und das von der Reibungskupplung übertragbare Drehmoment ausschließlich durch die Axialkomponente der Kraft bestimmt wird, die mittels der Steuerkurve von dem treibenden Kupplungsglied auf das angetriebene Kupplungsglied übertragen wird und die daher dem übertragenen Drehmoment streng proportional ist. Es besteht daher die Möglichkeit, die Steuerkurve und die Reibungskupplung so zu dimensionieren, daß das übertragbare Drehmoment stets nur geringfügig größer ist als das herrschende mittlere Drehmoment, so daß eine einwandfreie Übertragung dieses Drehmoments gewährleistet ist. Kraftspitzen, die dieses Drehmoment bereits geringfügig überschreiten, werden hingegen von der Reibungskupplung mit Sicherheit abgebaut. Daher wird durch die beschriebene Ausbildung des Schwingungsdämpfers in einem Schaltgetriebe nach der Erfindung jegliche Schwingungsneigung vermieden und ein sicherer Abbau von Kraftspitzen gewährleistet, die das mittlere Drehmoment auch nur geringfügig überschreiten.

Für die beschriebene Wirkungsweise ist der erste Betriebszustand, bei dem die Feder wirksam ist, ohne jede Bedeutung. An sich könnte die Federung sogar gänzlich entfallen. Die Verwendung einer Federung bietet jedoch den Vorteil, daß sie selbst bei ruhendem Getriebe eine spielfreie Anlage der Kupplungsglieder an ihren Steuerkurven gewährleistet und das Einstellen des Ortes der Berührung zwischen den beiden Steuerkurven im zweiten Betriebszustand ermöglicht. Bei gekrümmten Steuerkurven ist durch die Lage dieses Berührungspunktes das Verhältnis zwischen dem jeweils übertragenen und dem übertragbaren Drehmoment bestimmt. Die Federung bietet die Möglichkeit, ausreichend Spiel vorzusehen, um diesen Berührungspunkt einstellen zu können.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung wird das axial verschiebbare Kupplungsglied von einer koaxial zur Welle angeordneten Druckfeder belastet, die im Zustand mit dicht aneinanderliegenden Elementen eine die Verschieblichkeit des unverdrehbaren Teiles begrenzenden Anschlag bildet. Diese Ausführungsform der Erfindung zeichnet sich durch einen besonders einfachen, raumsparenden und doch sehr betriebssicheren Aufbau aus. Bei der Druckfeder kann es sich um eine Schraubenfeder handeln, deren Windungen die aneinanderliegenden Elemente bilden, oder aber um ein oder mehrere federnde Elemente, die aneinanderliegend den Anschlag bilden. Bei dieser Ausführungsform der Erfindung ist der Platzbedarf für die Antriebswelle mit integriertem Schwingungs-Absorber gegenüber den bekannten Ausführungsformen nicht vergrößert. Es ist daher die Anwendung der Erfindung bei Getrieben, in die bisher Schwingungs-Absorber der eingangs behandelten Art eingebaut wurden, ohne weiteres möglich.

Der Aufbau der Reibungskupplung folgt vorteilhaft den hierfür bewährten Konstruktionsprinzipien. So kann insbesondere das eine Teil einen das andere Teil mit Abstand umgebenden, rohrförmigen Abschnitt aufweisen, in dem wechselweise die mit den beiden Teilen unverdrehsbar verbundenen Kupplungsscheiben angeordnet sind.

Die Gestaltung der Steuerkurven hängt von der gewünschten Übertragungscharakteristik ab. Wie bereits erwähnt, bestimmt die Steigung der Steuerkurven die Größe der auf das verschiebbare Kupplungsglied über-

tragenen Axialkraft in Abhängigkeit vom eingeleiteten Drehmoment. Wenn Drehmomente in entgegengesetzte Richtungen zu übertragen sind, wie es bei Fahrzeuggetrieben infolge der vorhandenen Vorwärts- und Rückwärtsgangs der Fall sein kann, ist es zweckmäßig, wenn das eine Kupplungsglied an seiner dem anderen Kupplungsglied zugewandten Stirnfläche wenigstens eine sich längs seines Umfangs erstreckende Aussparung mit schräg zur Mantellinie gerichteten Flanken und das andere Kupplungsglied einen in die Aussparung eingreifenden, sich in Axialrichtung erstreckenden Finger aufweist. Die in Axialrichtung gesehen tiefste Stelle der Aussparung definiert dann zugleich die eingangs erwähnte Ruhelage des verschieblichen Kupplungsgliedes. Wie schon bei den bekannten, ungedämpften Schwingungsdämpfern kann die Aussparung in der Abwicklung einen etwa halbkreisförmigen Querschnitt aufweisen, während der Finger ein abgerundetes Ende hat, dessen Radius kleiner ist als der Radius der Aussparung.

Weitere Vorteile ergeben sich aus der Beschreibung und der beigefügten Zeichnung.

Es versteht sich, daß die vorstehend genannten und die nachstehend noch erläuterten Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Schaltgetriebes, wie es zwischen einem Antriebsmotor und einem angetriebenen Rad angeordnet ist;

Fig. 2 einen Ausschnitt aus Fig. 1, in vergrößerter Darstellung, zur Erläuterung eines verwendeten Torsionsschwingungs-Absorbers;

Fig. 3 ein Diagramm zur Erläuterung der Wirkungsweise des Schwingungs-Absorbers.

In Fig. 1 bezeichnet 10 insgesamt ein Schaltgetriebe, wie es im Rahmen der vorliegenden Erfindung vorzugsweise für ein Motorrad verwendet wird.

Das Schaltgetriebe 10 weist ein Gehäuse 11 auf, in dem eine Antriebswelle 12, eine Zwischenwelle 13 und eine Abtriebswelle 14 jeweils in an sich bekannter Weise gelagert sind. Die Wellen 12 bis 14 liegen vorzugsweise parallel zueinander und die Zwischenwelle 13 ist zwischen der Antriebswelle 12 und der Abtriebswelle 14 angeordnet.

Ein Antriebsmotor 15 treibt über eine Trennkupplung 16 die Antriebswelle 12 an. Ein Ausgang der Abtriebswelle 14 ist hingegen über eine nur äußerst schematisch dargestellte Kardanwelle 17 oder eine Antriebskette oder dgl. mit einem angetriebenen Hinterrad 18 des Motorrads verbunden.

Die Antriebswelle 12 trägt an ihrem rechten Ausgang ein erstes Zahnrad 20, das auf der Antriebswelle 12 drehbar aber axial verschiebbar angeordnet ist. Das erste Zahnrad 20 der Antriebswelle 12 kämmt mit einem zweiten Zahnrad 21, das drehstarr auf der Zwischenwelle 13 sitzt. Die Zwischenwelle 13 trägt darüberhinaus ein drittes Zahnrad 22, ein viertes Zahnrad 23, ein fünftes Zahnrad 24 sowie ein sechstes Zahnrad 25. Die Anzahl der Zahnräder 21 bis 25 auf der Zwischenwelle 13 entspricht der Anzahl der zu schaltenden Gänge, im dargestellten Beispiel handelt es sich also um ein Fünfganggetriebe.

Auf der Abtriebswelle 14 sind in entsprechender Weise ein siebtes Zahnrad 26, ein achtes Zahnrad 27, ein neuntes Zahnrad 28, ein zehntes Zahnrad 29 sowie ein elftes Zahnrad 30 angeordnet.

Die Zahnräder 22 bis 30 sind in an sich bekannter Weise drehbar/axial fest oder drehstarr/axial verschiebbar auf den Wellen 13, 14 angeordnet und in ebenfalls an sich bekannter Weise über formschlüssige Klauen derart in Eingriff bringbar, daß jeweils eines der Zahnradpaare 27/26, 22/27, 23/28, 24/29 oder 25/30 eine Drehmomentverbindung zwischen der Zwischenwelle 13 und der Abtriebswelle 14 herstellt, die jeweils eine für einen bestimmten Gang gewünschte Getriebeübersetzung definiert.

Die Antriebswelle 12, die im Gehäuse 11 beidseits mit Lagern 35 bzw. 36 gelagert ist, ist mit einem Torsionsschwingungs-Absorber 37 versehen, wie er weiter unten zu Fig. 2 noch näher erläutert werden wird.

Der Torsionsschwingungs-Absorber 37 ist vorgesehen, um Schaltstöße abzufangen, die beim Schließen der Trennkupplung 16 infolge des unsynchronisierten Zustandes von Motordrehzahl und Getriebedrehzahl entstehen. Der Torsionsschwingungs-Absorber 37 dämpft dabei derartige Schaltstöße, unabhängig davon, welches der vorstehend erläuterten Zahnradpaare gerade eingeschaltet ist.

Fig. 2 zeigt weitere bauliche Einzelheiten des Torsionsschwingungs-Absorbers 37.

Das Zahnrad 20 auf der Antriebswelle 12 wird von einer Zahnung am Umfang eines ersten Kupplungsgliedes 47 gebildet, das auf der Antriebswelle 12 frei drehbar, aber axial unverschiebbar angeordnet ist. Das erste Kupplungsglied 47 stützt sich mit einem Ende am zweiten Lager 36 ab und ist an seinem anderen Ende mit einer Steuerkurve versehen, die von den Flanken zweier Aussparungen 49 gebildet wird, die in seine Stirnfläche eingearbeitet sind und sich längs des Umfangs des ersten Kupplungsgliedes 47 erstrecken. Die Aussparungen 49 weisen in der Abwicklung einen etwa halbkreisförmigen Querschnitt auf. Dies ist in Fig. 1 durch die gestrichelt wiedergegebene Kontur der Aussparung 49 veranschaulicht.

Ein zweites Kupplungsglied 50 wirkt mit dem ersten Kupplungsglied 47 zusammen. Das zweite Kupplungsglied 50 ist auf der Antriebswelle 12 unverdrehbar, aber in gewissen Grenzen verschieblich gelagert. Das zweite Kupplungsglied 50 weist ein erstes Teil 51 und ein zweites Teil 52 auf. Das erste Teil 51 besteht im wesentlichen aus einer auf der Antriebswelle 12 drehbar gelagerten Hülse, die an ihrem dem ersten Kupplungsglied 47 zugewandten Ende mit einem ersten Flansch 53 sowie mit zwei einander gegenüberliegenden Fingern 54 versehen ist. Die Finger 54 greifen in die Aussparungen 49 am Ende des ersten Kupplungsgliedes 47 ein. Die Enden der Finger 54 sind abgerundet. Der Radius der Abrundung am Ende der Finger 54 ist wesentlich kleiner als der Radius der Aussparungen 49.

Das zweite Teil 52 des zweiten, verschiebbaren Kupplungsgliedes 50 weist einen ersten rohrförmigen Abschnitt 55 auf, mit dem das zweite Teil 52 hinter dem ersten Teil 51 auf der Antriebswelle 12 axial verschiebbar, aber mittels einer üblichen Keilverzahnung unverdrehbar gelagert ist. An den auf der Antriebswelle 12 gelagerten ersten rohrförmigen Abschnitt 55 schließt sich ein zweiter rohrförmiger Abschnitt 56 an, der das erste Teil 51 auf seiner ganzen Länge bis zum ersten Flansch 53 umgibt, so daß eine im wesentlichen geschlossene torusförmige Kammer entsteht. In der Kam-

mer sind erste Kupplungsscheiben 57 und zweite Kupplungsscheiben 58 angeordnet, von denen die einen mit dem ersten Teil 51 und die anderen mit dem zweiten Teil 52 des zweiten Kupplungsgliedes 50 unverdrehbar verbunden sind. Die Kupplungsscheiben 57, 58 bestehen aus einem zur Übertragung von Reibungskräften geeigneten Material, wie es für Kupplungen üblicherweise Verwendung findet. Die Kupplungsscheiben 57, 58 sind zwischen dem ersten Flansch 53 des ersten Teils 51 und einem zweiten Flansch 59 des zweiten Teils 52 gespannt, der die rohrförmigen Abschnitte 55, 56 verbindet. Die Kupplungsscheiben 57, 58 werden von einer Schraubendruckfeder 60 belastet, die zwischen einem dritten Flansch 61 auf der Antriebswelle 12 und einer Außenseite des zweiten Flansches 59 angeordnet ist. Auf diese Weise wird das gegenüber der Antriebswelle 12 axial verschiebbliche zweite Kupplungsglied 50 an das erste Kupplungsglied 47 angepreßt, so daß die Finger 54 des zweiten Kupplungsgliedes 50 in der in axialer Richtung gesehen tiefsten Stelle der Aussparung 49 anliegen. In dieser Stellung befindet sich das System in einem stabilen Gleichgewicht.

Das Paket der Kupplungsscheiben 57, 58, das mit den beiden Teilen 51, 52 drehfest verbunden ist, stellt zwischen diesen einen Reibungsschluß her, dessen Größe in der in Fig. 2 eingezeichneten Stellung durch die Kraft der Schraubendruckfeder 60 bestimmt ist. Hierdurch wird das Drehmoment bestimmt, daß die aus den Kupplungsscheiben 57, 58 gebildete Kupplung bei dem beschriebenen Ruhezustand zu übertragen vermag. Solange das Eingangs-Drehmoment, wie es vom Antriebsmotor 15 über die Trennkupplung 16 auf den Eingang der Antriebswelle 12 übertragen wird, diesen Betrag nicht überschreitet, wird es auf die Abtriebswelle 14 voll übertragen.

Das auf diese Weise eingeleitete Drehmoment kann über das zweite Kupplungsglied 50 auf das erste Kupplungsglied 47 nur insoweit übertragen werden, wie die von der Aussparung 49 und den Fingern 54 gebildeten Steuerkurven mit Abschnitten aneinanderliegen, die eine Axialkomponente haben, über die eine in Umfangsrichtung wirkende Kraft wirken kann. Die Übertragung eines Drehmomentes setzt demnach voraus, daß sich die beiden Kupplungsglieder 47, 50 soweit gegeneinander verdrehen, daß die Finger 54 mit einem seitlichen Abschnitt an einer seitlichen Planke der Aussparung 49 anliegen. Sei ansteigendem Drehmoment und damit progressivem Auswandern der Finger 54 in der Aussparung 49 wird zunächst die Schraubendruckfeder 60 komprimiert, so daß die Anpreßkraft der Schraubendruckfeder 60, die die Größe des übertragbaren Drehmomentes bestimmt, leicht ansteigt. Wegen der im Verhältnis zur Länge der Schraubendruckfeder 60 kurzen Verschiebestrecke des zweiten Kupplungsgliedes 50 ist der Anstieg jedoch nicht sehr stark.

Nach kurzem Verschiebeweg ist die Schraubendruckfeder 60 vollständig komprimiert, d.h., daß ihre Windungen fest aneinander anliegen. Sie bilden dann und daher ein festes Widerlager für das zweite, axial verschiebbliche Kupplungsglied 50. Von nunan wird die auf die Kupplungsscheiben 57, 58 wirkende Axialkraft nicht mehr durch die Schraubendruckfeder 60 bestimmt, sondern durch die zum Drehmoment proportionale Axialkraft, die über die von der Aussparung 49 und den Fingern 54 gebildeten Steuerkurven übertragen wird. Das Verhältnis zwischen Drehmoment und Axialkraft ist durch die Neigung der Steuerkurve an der Stelle bestimmt, an der die Finger 54 in der Aussparung 49 aneinander anliegen,

wenn das zweite, axial verschiebbliche Kupplungsglied 50 seine Endstellung erreicht hat. Diese Proportionalität läßt sich daher genau bestimmen. Da die Axialkraft, die die Kupplung belastet, proportional zum eingeleiteten Drehmoment ist, ist auch das übertragbare und am ersten Zahnrad 20 maximal abnehmbare Drehmoment dem in die Antriebswelle 12 eingeleiteten Drehmoment proportional. Es lassen sich dann die Elemente der von den Kupplungsscheiben 57, 58 gebildeten Reibungskupplung und die Steuerkurve so dimensionieren, daß in jedem Falle das maximal übertragbare Drehmoment geringfügig, beispielsweise 10 %, größer ist als das eingeleitete Drehmoment. Durch Verwendung einer Steuerkurve mit nicht linear ansteigenden Flanken, wie insbesondere der kreisförmigen Aussparung 49, läßt sich außerdem durch Justieren der Stelle, an welcher die Finger 54 an der Planke der Aussparung 49 anliegen, das Verhältnis zwischen dem eingeleiteten und dem maximal übertragbaren Drehmoment einstellen.

Fig. 3 gibt ein Diagramm wieder, das die Abhängigkeit zwischen dem in die Antriebswelle 12 eingeleiteten Drehmoment M und dem maximal übertragbaren Drehmoment M_R veranschaulicht. Wie ersichtlich ist, hat die in dem Diagramm nach Fig. 3 dargestellte Kurve zwei Abschnitte 81, 82. Der erste Abschnitt 81 entspricht dem Wirkungsbereich der Schraubendruckfeder 60, die dafür sorgt, daß das von der Kupplung übertragbare Drehmoment M_R einen Anfangswert von etwa 10 Nm hat. Solange das zweite, verschiebbare Kupplungsglied 50 bei zunehmender Drehmomentübertragung noch nicht seine Endstellung erreicht hat, steigt wegen der nur relativ geringfügig zunehmenden Federkraft die Größe des übertragbaren Drehmoments nur wenig an. Wenn jedoch die Feder vollständig komprimiert ist, was im Punkt 83 der Fall ist, steigt das übertragbare Drehmoment M_R proportional zum eingeleiteten Drehmoment M an. Die Kurve 82 gibt den Fall wieder, daß das übertragbare Drehmoment M_R 10 % höher ist als das jeweils eingeleitete Drehmoment M . Die Steigung S_R beträgt in diesem Falle 1,1 im Vergleich zur Kurve 84 mit der Steigung S_R von 1,0. Damit ist gewährleistet, daß bei gleichmäßiger Belastung das über das Getriebe übertragene Drehmoment ohne Durchrutschen der Kupplung weitergegeben wird. Ändert sich hingegen das Antriebsmoment in Form von Stößen oder anderen derartigen Ungleichförmigkeiten, wirkt sich dagegen die entsprechend erhöhte Axialkraft aufgrund der Massenträgheit nur verzögert auf die Anpreßkraft zwischen den Kupplungsscheiben 54, 58 aus, so daß das maximal übertragbare Drehmoment nicht sofort sprunghaft ansteigt und Momentenspitzen, die dann die Größe des maximal übertragbaren Drehmoments überschreiten, durch Durchrutschen der Reibungskupplung abgebaut werden.

Es versteht sich, daß die Erfindung nicht auf das dargestellte Ausführungsbeispiel beschränkt ist, sondern Abweichungen davon möglich sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen. So kann die in das Getriebe eingebaute Reibungskupplung grundsätzlich nach den in der Kupplungstechnik üblichen Gesichtspunkten aufgebaut werden und es kann jede aus der Kupplungstechnik bekannte, für die Ausbildung des erfindungsgemäßen Schaltgetriebes besonders geeignete Form ausgewählt werden. Die die Kupplungsglieder verbindenden Steuerkurven können im Hinblick auf die Charakteristik der Kupplung optimiert werden. Insbesondere wäre es durchaus möglich, mit im wesentlichen geradlinigen Kurvenflanken zu arbeiten. Weiterhin

kann der feste Anschlag für den axial verschieblichen Teil des mit der Reibungskupplung versehenen Kupplungsgliedes anstatt gegen die Windungen der Schraubendruckfeder auch gegen einen hierfür vorgesehenen festen Anschlag anlaufen. Beispielsweise könnte das Ende des ersten rohrförmigen Abschnitts des ersten Kupplungsgliedes am dritten Flansch auf der Antriebswelle zur Anlage kommen. Schließlich kann eine nach der Erfindung ausgebildete Dämpfungseinrichtung nicht nur bei Motorradgetrieben der dargestellten Art, sondern überall dort Verwendung finden, wo der ungleichmäßige Lauf eines Antriebsaggregats oder aber auch die ungleichmäßige Belastung eines gleichmäßig laufenden Antriebsaggregates ausgeglichen werden soll.

Patentansprüche

1. Schaltgetriebe für Kraftfahrzeuge, mit einer ersten Welle (14) und einer zweiten Welle (13), die jeweils mit einer der Anzahl der vom Schaltgetriebe (10) zu schaltenden Gänge entsprechenden Anzahl von Zahnrädern (21 bis 25, 26 bis 30) versehen sind, wobei die Zahnräder (21 bis 25, 26 bis 30) beider Wellen (13, 14) paarweise miteinander kämmen und die Paare (21/26, 22/27, 23/28, 24/29, 25/30) selektiv zur Erzeugung einer drehmomentübertragenden Verbindung zwischen den Wellen (13, 14) schaltbar sind, und mit einer dritten Welle (12), zwischen deren Eingang und Ausgang ein Torsionsschwingungs-Absorber (37) eingeschaltet ist, dadurch gekennzeichnet, daß die dritte Welle (12) eine Antriebswelle des Schaltgetriebes (10) ist, deren Eingang über eine Trennkupplung (16) mit einem Antriebsmotor (15) verbunden ist und deren Ausgang die zweite Welle (13) antreibt, daß die zweite Welle (13) eine Zwischenwelle und daß die erste Welle (14) eine Ausgangswelle des Schaltgetriebes (10) ist, die mit mindestens einem Rad (18) des vorzugsweise als Motorrad ausgebildeten Kraftfahrzeuges in Wirkverbindung steht.
2. Schaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Torsionsschwingungs-Absorber (37) zwei axial hintereinander angeordnete und um eine gemeinsame Achse drehbar gelagerte Kupplungsglieder (47, 50) aufweist, die miteinander über Steuerkurven in Eingriff stehen, die, ausgehend von einer Ruhelage, bei Übertragung eines Drehmomentes ein axiales Verschieben der beiden Kupplungsglieder (47, 50) gegeneinander bewirken, wobei das erste Kupplungsglied (47) auf der Antriebswelle (12) drehbar aber axial unverschieblich angeordnet und das zweite Kupplungsglied (50) auf der Antriebswelle (12) gegen die Kraft einer Feder (60) axial verschieblich gelagert ist, und das zweite Kupplungsglied (50) zwei Teile (51, 52) aufweist, von denen das eine (51) auf der Antriebswelle (12) drehbar und das andere (52) auf der Antriebswelle (12) drehstarr angeordnet ist und axial betätigbare Kupplungsscheiben (57, 58) zwischen den Teilen (51, 52) wirksam sind.
3. Schaltgetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verschieblichkeit des federbelasteten Kupplungsgliedes (50) auf einen Weg begrenzt ist, der kleiner ist als der Betrag der durch die Gestalt und Größe der Steuerkurven (49, 54) ermöglichten Relativverschiebung zwischen den beiden Kupplungsgliedern (47, 50).
4. Schaltgetriebe nach Anspruch 2 oder 3, dadurch

gekennzeichnet, daß das axial verschiebliche Kupplungsglied (50) von einer koaxial zur Antriebswelle (12) angeordneten Druckfeder (60) belastet wird, die im Zustand mit dicht aneinanderliegenden Elementen einen die Verschieblichkeit des verschieblichen Kupplungsgliedes (50) begrenzenden Anschlag bildet.

5. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das eine Teil (52) einen das andere Teil (51) mit Abstand umgebenden, rohrförmigen Abschnitt (56) aufweist, in dem wechselseitig die mit den beiden Teilen (51, 52) unverdrehbar verbundenen Kupplungsscheiben (58, 57) angeordnet sind.

6. Schaltgetriebe nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß das eine Kupplungsglied (47) an seiner dem anderen Kupplungsglied (50) zugewandten Stirnfläche wenigstens eine sich längs seines Umfanges erstreckende Aussparung (49) mit in der Abwicklung etwa halbkreisförmigen Querschnitt und das andere Kupplungsglied (50) mindestens einen in die Aussparung (49) eingreifenden, sich in Axialrichtung erstreckenden Finger (54) mit einem abgerundeten Ende aufweist, dessen Radius kleiner ist als der Radius des Aussparung (49).

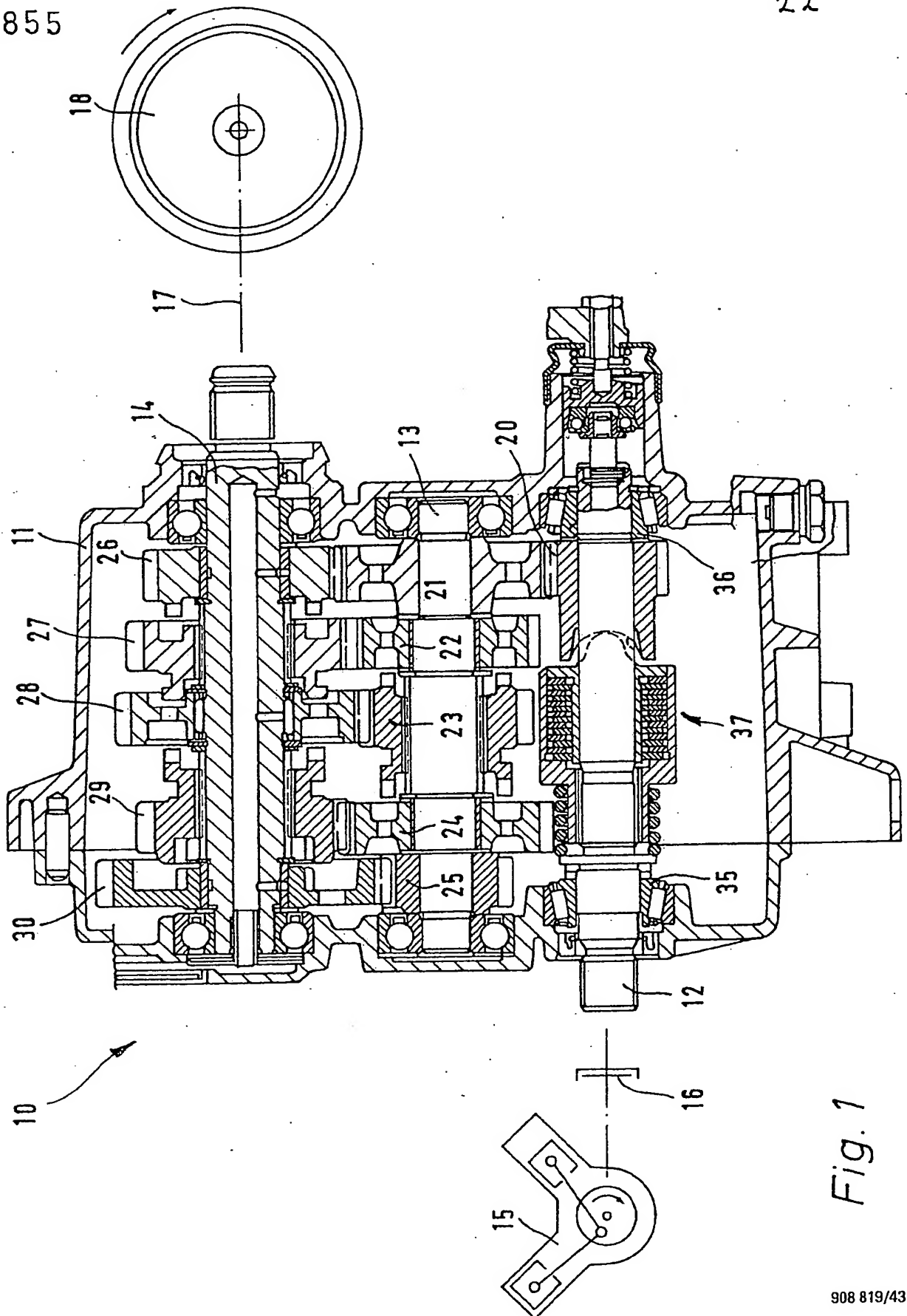
- Leerseite -

3735855

Nummer:
Int. Cl.4:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

37 35 855
B 60 K 17/08
23. Oktober 1987
11. Mai 1989

22



3735855

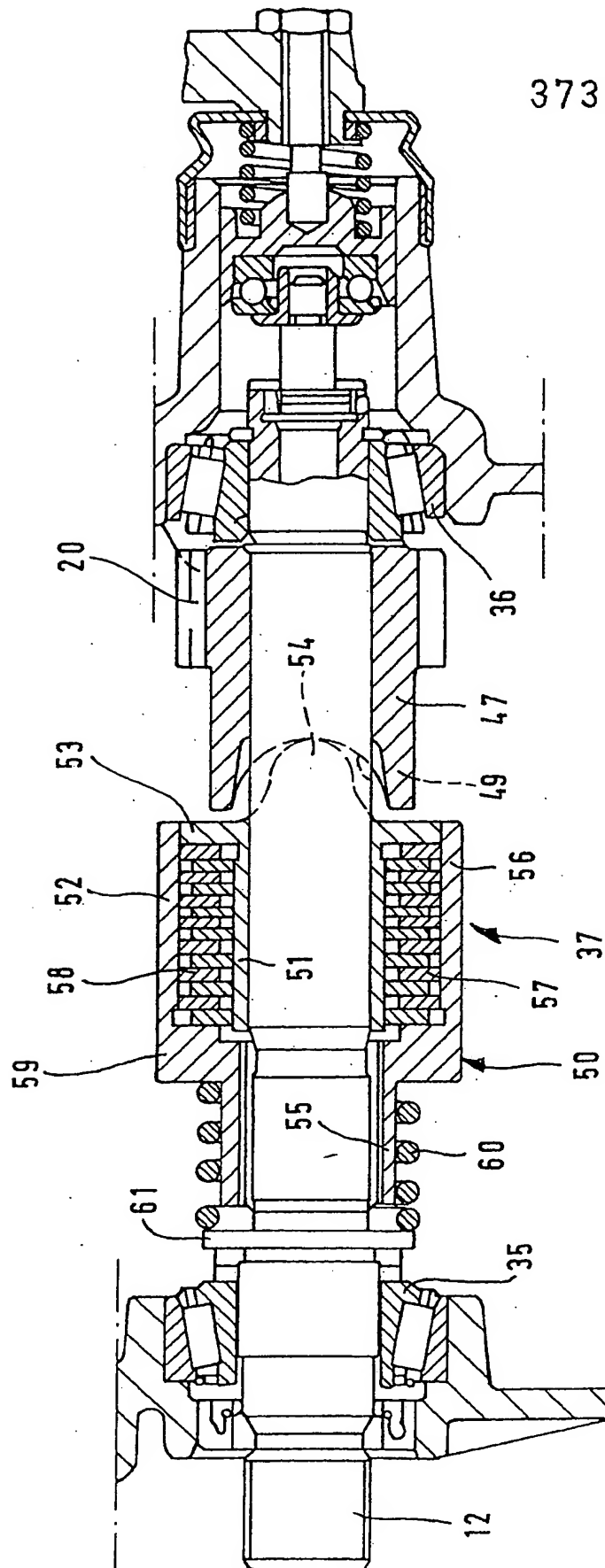


Fig. 2

3735855

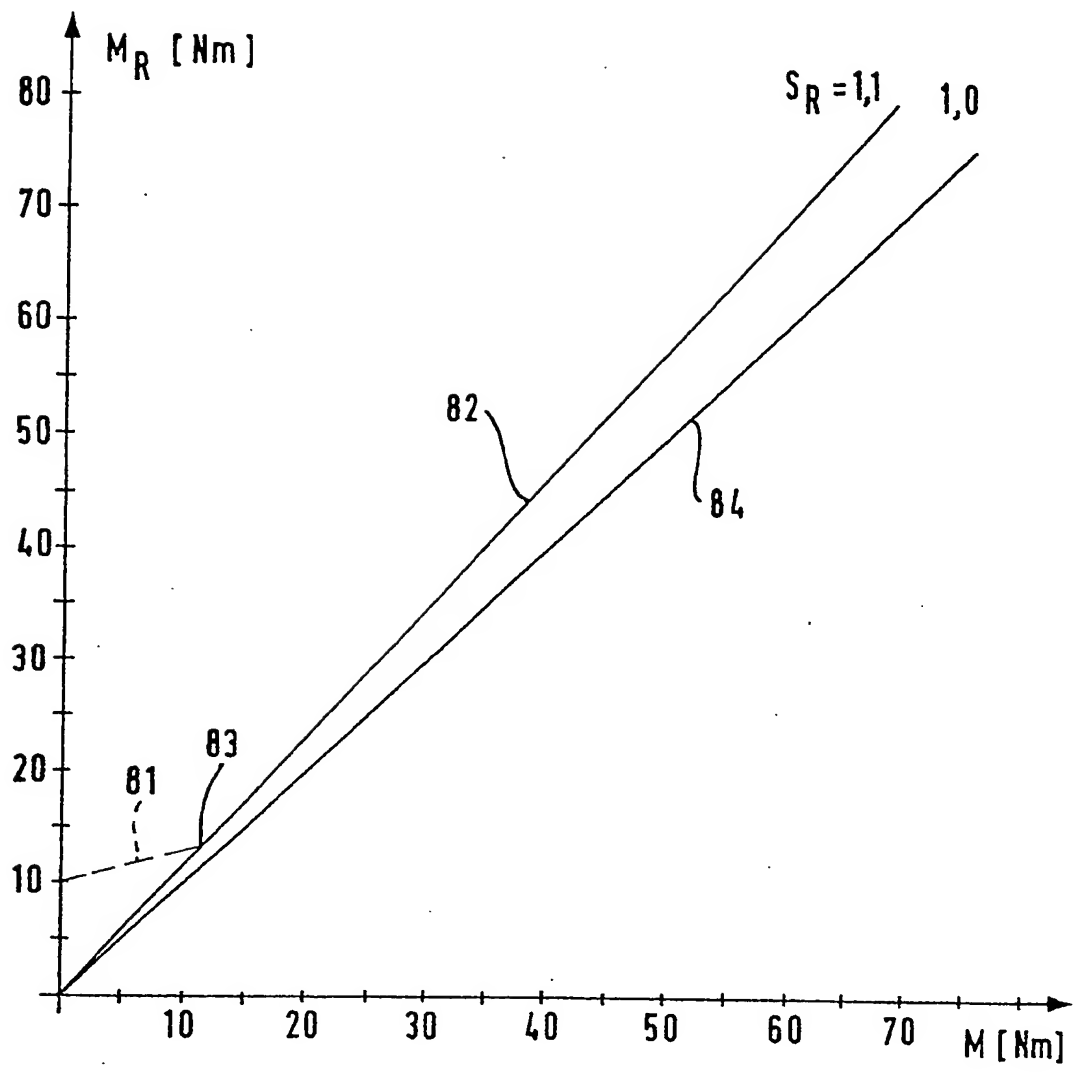


Fig. 3